

⑮ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑪ DE 30 06 619 A 1

⑤ Int. Cl. 3:  
F 01 L 1/12  
F 02 D 13/02

⑳ Aktenzeichen: Behördenzeichen P 30 06 619.4-13  
㉔ Anmeldetag: 22. 2. 80  
㉕ Offenlegungstag: 27. 8. 81

㉑ Anmelder:  
Audi NSU Auto Union AG, 7107 Neckarsulm, DE

㉒ Erfinder:  
Roßmann, Michael, 8079 Buxheim, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungswechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils

DE 30 06 619 A 1

DE 30 06 619 A 1

ORIGINAL INSPECTED

BUNDESDRUCKEREI BERLIN . 07. 81 130 035/241

17/80

Ingolstadt, den 6. Febr. 1980  
IP 1648 DrBa/Dö

Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungs-  
wechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungs-  
wechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils mit  
einer Nockenwelle, an der ein Übertragungsbauteil zum Über-  
tragen der Nockenbewegung auf das Ventil anliegt, und mit  
einer Kraftflußunterbrechungseinrichtung, mittels der die  
Bewegungsübertragung zwischen Nockenwelle und Ventil unter-  
brechbar ist, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
daß die Kraftflußunterbrechungseinrichtung ein sich entspre-  
chend der Nockenwelle (22) drehendes Steuerteil (30; 80;  
114, 116; 150) aufweist, das mit Steuermitteln (32; 82; 115)  
zur Unterbrechung der Bewegungsübertragung zwischen Nockenwel-  
le (22) und Ventil (16) versehen ist, und daß der Winkelbe-  
reich, über den die Steuermittel wirksam sind, relativ zur  
Winkellage der Nockenwelle veränderbar ist.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n -  
z e i c h n e t , daß die Steuermittel durch einen Nocken

3006619

(32; 82) gebildet sind und daß die Steuerwelle (30; 80) relativ zur Nockenwelle verdrehbar ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n - z e i c h n e t , daß die Steuermittel durch einen sich in Achsrichtung des Steuerteils (150) verändernden Nocken (168) gebildet sind und das Steuerteil axial verschiebbar ist.
4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei der zwischen der Nockenwelle und dem Ventil ein Kipphebel angeordnet ist, welcher sich auf einem verstellbarem Widerlager abstützt, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß sich das Widerlager (Stößel 26) auf dem Steuerteil (Steuerwelle 30) abstützt.
5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß zwischen zwei in der Kraftübertragung zwischen Nockenwelle (22) und Ventil (16) enthaltenen Bauteilen ein an wenigstens ein Steuerventil (66; 98; 104; 130) angeschlossenes Hydraulikvolumen angeordnet ist, welches bei offenem Steuerventil die Kraftübertragung zwischen Nockenwelle und Ventil unterbricht, und daß das Steuerventil vom Steuerteil (80; 114, 116; 150) betätigt ist.
6. Vorrichtung nach Anspruch 5, d a d u r c h g e k e n n - z e i c h n e t , daß das Steuerteil (114, 116) als Dreh-

3006619

schieber ausgebildet ist, welcher einen Steuerschlitz (115) mit sich axial verändernder Breite aufweist und zusammen mit einem Gehäuse (102), das eine zu dem Hydraulikvolumen führende Auslaßöffnung aufweist, das Steuerventil bildet.

7. Vorrichtung nach Anspruch 6, bei der die Brennkraftmaschine mehrere Brennräume mit zugehörigen, den Ladungswechsel steuernden Ventilen aufweist, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Gehäuse (102) über seinen Umfang verteilt mehrere Auslaßöffnungen (Leitungen 106 bis 109) aufweist, von denen je eine mit einem in der Kraftübertragung zwischen der Nockenwelle und einem Ventil vorhandenem Hydraulikvolumen verbunden ist.
8. Vorrichtung nach Anspruch 6 oder 7, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß mit dem Hydraulikvolumen eine Leitung (112) mit einem in Richtung zum Hydraulikvolumen Öffnenden Rückschlagventil (113) und eine Leitung (106) verbunden sind, welche ein zum Stuerventil (104) hin Öffnendes Rückschlagventil (110) enthält, wobei das in Richtung zum Steuerventil (104) Öffnende Rückschlagventil bei einem größeren Druck als das zum Hydraulikvolumen hin Öffnende Rückschlagventil (113) öffnet.
9. Vorrichtung nach Anspruch 5, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Steuerventil (130) ein Schieberventil ist, welches von dem mit einem Nocken (Erhebung 168) versehenen Steuerteil (150) betätigt ist.

130035/0241

10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, <sup>a</sup> d a -  
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Ven-  
til das Einlaßventil (116) des Brennraums ist und daß die  
Lage der Steuermitte<sup>e</sup>l (32; 82; 115; 168) relativ zur Nocken-  
welle (22) entsprechend der Stellung eines Leistungssteuer-  
organs (Gaspedal 56) der Brennkraftmaschine veränderbar ist.
11. Vorrichtung nach Anspruch 10, d a d u r c h g e k e n n -  
z e i c h n e t , daß die Steuermitte<sup>e</sup>l (32; 82; 115; 168)  
den Kraftfluß zwischen Nockenwelle (22) und Einlaßventil  
(16) derart unterbrechen, daß sich bei unverändertem Öffnungs-  
beginn des Einlaßventils die Öffnungszeitdauer mit zunehmen-  
der Betätigung des Leistungssteuerorgans vergrößert.
12. Vorrichtung nach Anspruch 10 oder 11, d a d u r c h g e -  
k e n n z e i c h n e t , daß eine in Abhängigkeit von der  
Drehzahl der Brennkraftmaschine arbeitende Einrichtung (156,  
160, 164, 166) vorgesehen ist, welche die Öffnungszeitdauer  
des Einlaßventils bei zunehmender Drehzahl verlängert.

Ingolstadt, den 7. Febr. 1980  
IP 1648 DrBa/DÖ

Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungswechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungswechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils gemäß dem Oberbegriff des Hauptanspruchs.

Die Steuerzeiten einer Brennkraftmaschine, das sind, bezogen auf die Stellung der Kurbelwelle bzw. der Kolben diejenigen Zeitpunkte, zu denen die Einlaßventile und die Auslaßventile öffnen und schließen, haben auf das Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine großen Einfluß. So ist bei niedriger Drehzahl beispielsweise eine kleine Überschneidung zwischen Öffnung des Einlaßventils und Öffnung des Auslaßventils vorteilhaft, wohingehend bei hohen Drehzahlen eine größere Überschneidung vorteilhaft ist. Bei Ottomotoren ist im Teillastbereich eine verkürzte bzw. verminderte Öffnung des Einlaßventils vorteilhaft, um die Gemischaufbereitung zu verbessern und Drosselverluste an der Drosselklappe zu vermeiden. Für eine günstige Beeinflussung der Abgaszusammensetzung ist in manchen Betriebszuständen zur inneren Abgasrückführung eine verlängerte Öffnungszeitdauer des Auslaßventils vorteilhaft.

Es wurden verschiedene Vorschläge gemacht, um die Steuerzeiten ändern zu können:

13003570241

22.03.80

3006619

Aus der DE-OS 27 53 197 ist ein Kipphebel zur Bewegungsübertragung zwischen Nockenwelle und Ventil bekannt, welcher mehrteilig ausgebildet ist und in Stellungen verriegelbar ist, in denen er nicht die gesamte Radiusänderung des Nockens auf das Ventil überträgt.

In der DE-OS 27 54 627 ist vorgeschlagen, die Ventile mittels eines Spindeltriebes anzutreiben, welcher elektromagnetisch ein- und ausrückbar ist.

In der DE-OS 26 36 519 wird ein konzentrisch zum Einlaßventil angeordnetes Zusatzventil vorgeschlagen, mit welchem der Querschnitt des Einlaßkanals verschließbar ist, bevor sich das Zusatzventil in seine Schließlage bewegt.

In der Praxis konnten sich die beschriebenen Ventiltriebe bisher nicht in nennenswertem Umfang durchsetzen, da ihr Aufbau entweder zu kompliziert ist oder ihr Antrieb zu viel Energie erfordert.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung zum verstellbaren Betätigen eines den Ladungswechsel einer Brennkraftmaschine steuernden Ventils zu schaffen, welche bei einfachen Aufbau und hoher Funktionssicherheit eine Beeinflussung der Steuerzeiten des Ventils gestattet.

Diese Aufgabe wird mit den Merkmalen des Hauptanspruchs gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Vorrichtung dreht sich somit ein Steuer-  
teil, welches unmittelbar von der Nockenwelle oder von der Kur-  
belwelle der Brennkraftmaschine her angetrieben werden kann, ent-  
sprechend der Nockenwelle und unterbricht mit Hilfe der an ihm  
ausgebildeten Steuermittel die Bewegungsübertragung zwischen  
Nockenwelle und Ventil, wobei der Winkelbereich, über den die  
Bewegungsübertragung unterbrochen ist, veränderbar ist, in dem  
beispielsweise die Bewegung des Steuerteils zusätzlich beeinflusst  
wird.

Der Anspruch 2 kennzeichnet eine erste vorteilhafte Ausführungs-  
form der Steuermittel und der Beeinflußbarkeit des Winkelberei-  
ches, über den die Steuermittel wirksam sind. Diese Ausführungs-  
form ist besonders einfach herstellbar.

Die im Anspruch 3 gekennzeichnete Ausführungsform ermöglicht eine  
Veränderung des Winkelbereiches, über den die Steuermittel wirk-  
sam sind, durch bloße axiale Verschiebung des Steuerteils.

Die im Anspruch 4 gekennzeichnete Vorrichtung arbeitet rein mecha-  
nisch und benötigt keine elektromagnetische oder hydraulische zu-  
sätzliche Energie.

Die Ausführungsform gemäß Anspruch 5 arbeitet mit einem Hydraulik-  
volumen in der Kraftübertragung zwischen Nockenwelle und Ventil,  
welches bei Bewegungsübertragung abgeschlossen ist und zur Unter-  
brechung der Bewegungsübertragung geöffnet wird.



Der Anspruch 6 kennzeichnet eine einfache Ausführungsform des Steuerventils zur Ansteuerung des Hydraulikvolumens gemäß Anspruch 5.

Das Steuerventil kann gemäß Anspruch 7 so ausgebildet werden, daß es die Kraftübertragung zwischen Nockenwelle und mehreren Ventilen der Brennkraftmaschine steuert.

Mit den Merkmalen des Anspruchs 8 wird die Betriebssicherheit einer mit Hydraulikvolumen arbeitenden Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung zusätzlich erhöht.

Der Anspruch 9 kennzeichnet eine weitere vorteilhafte Ausführungsform eines Steuerventils.

Der Anspruch 10 kennzeichnet eine Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung mit welcher eine Drosselklappe zur Steuerung der Leistungsabgabe der Brennkraftmaschine überflüssig ist.

Mit den Merkmalen des Anspruchs 11 werden die bei der Füllung einer Brennkraftmaschine im Teillastbereich auftretenden Drosselverluste auf ein Minimum herabgesetzt, wodurch der Kraftstoffverbrauch günstig beeinflußt wird.

Mit den Merkmalen des Anspruchs 12 erfolgt eine selbständige Anpassung der Steuerzeiten an die Drehzahl, wodurch auch bei hohen Drehzahlen eine gute Füllung erzielt wird.

Die Erfindung ist für Otto- und Dieselmotoren geeignet; ihre größten Vorteile lassen sich beim Einsatz an Ottomotoren erzielen, um deren Drosselklappe überflüssig machen.

Die Erfindung wird im folgenden anhand schematischer Zeichnungen beispielsweise und mit weiteren Einzelheiten erläutert.

Es stellen dar:

Fig. 1 eine erste Ausführungsform einer Vorrichtung zur Ventilbetätigung,

Fig. 2a) - ~~2b)~~ 2c)

nachträglich  
geändert

Skizzen zur Erläuterung der Funktionsweise der Ventilsteuerzeitverstellung,

Fig. 3a) und 3 b)

eine Einrichtung, mit der die Steuerwelle relativ zur Nockenwelle gemäß Fig. 1 verdreht werden kann,

Fig. 4 eine abgeänderte Ausführungsform einer Ventilbetätigungsvorrichtung,

Fig. 5 eine nochmals abgeänderte Ausführungsform einer Ventilbetätigungsvorrichtung,

Fig. 6 eine Steuereinrichtung zum Ansteuern einer mit Hydraulikvolumen arbeitenden Ausführungsform der Ventilbetätigungsverrichtung,

Fig. 7 einen Querschnitt längs VII-VII durch die Vorrichtung gemäß Fig. 6,

Fig. 8 eine weitere Ausführungsform einer Ventilbetätigungsverrichtung und

Fig. 9 einen Schnitt längs IX-IX gemäß Fig. 8.

Fig. 1 zeigt einen innerhalb eines Brennraums 10 einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine arbeitenden Kolben 12. Im Einlaß 14 zum Brennraum 10 ist ein Ventil 16 angeordnet, welches von einer Ventilsfeder 18 in Schließstellung gehalten wird und über einen Kipphebel 20 von einer Nockenwelle 22 betätigt wird. Die Nockenwelle 22 dreht sich mit der Hälfte der Drehzahl der nicht dargestellten Kurbelwelle der Brennkraftmaschine.

Der Kipphebel 20 liegt an seinem einen Ende auf dem Schaft 24 des Ventils 16 auf und stützt sich mit seinem anderen Ende auf einem Stößel 26 ab, welcher im Zylinderkopf 28 der Brennkraftmaschine geführt ist und mit einer ähnlich wie die Nockenwelle 22 im Zylinderkopf 28 gelagerten Steuerwelle 30 zusammenwirkt, welche sich mit gleicher Drehzahl wie die Nockenwelle 22 aber im gezeigten Ausführungsbeispiel gegensinnig dreht. Die Steuerwelle 30 ist mit

einer Vertiefung 32 versehen, in welche der Stößel 26 eingreift und welche der Erhebung des Nockens der Nockenwelle 22 derart entspricht, daß in der gezeigten Relativstellung zwischen Nockenwelle 22 und Steuerwelle 30, in der die beiden Wellen um  $180^\circ$  zueinander verdreht sind, keine Betätigung des Ventils 16 erfolgt. Die Vertiefung 32 gestattet dem gemäß Fig. 1 rechten Ende des Kipphebels 20 also eine Bewegung derart nach unten, daß das linke Ende des Kipphebels 20 ortsfest bleibt, wenn die Nockenerhebung sich über den Kipphebel 20 bewegt.

Die Kinematik der Ventilbetätigung gemäß Fig. 1 ist in Fig. 2 erläutert:

Fig. 2a) zeigt schematisch die Anordnung gemäß Fig. 1, bei der der Abstand  $a$  zwischen dem Angriffspunkt des Schaftes 24 am Kipphebel 20 und dem Angriffspunkt der Nockenwelle 22 am Kipphebel 20 genauso groß ist wie der Abstand  $a$  zwischen Angriffspunkt der Nockenwelle 22 am Kipphebel 20 und Angriffspunkt des Stößels 26 am Kipphebel 20. Für die Öffnung bzw. den Hub  $h$ , den das Ventil 16 ausführt, gilt dann:

$$h = 2b - c,$$

wobei  $b$  die Strecke ist, um die der Kipphebel 20 von der Nockenerhebung der Nockenwelle 22 momentan angehoben wird, und  $c$  die Strecke ist, um die der Stößel 26 jeweils augenblicklich in die Vertiefung 32 der Steuerwelle 30 eintauchen kann.

Fig. 2b) gibt auf den Abszissen den Drehwinkel  $\alpha$  der Nockenwelle bzw. Steuerwelle, ausgehend von den Stellungen gemäß Fig. 2a) an. Die Nockenerhebung erstreckt sich dabei über einen Winkelbereich  $\Delta\alpha$  von  $150^\circ$ , was einer Ventilöffnung über eine Kurbelwinkeldrehung von  $300^\circ$  entspricht, also einer sehr großen Überschneidung der Öffnung des Einlaßventils und der Öffnung des Auslaßventils entspricht. Der Winkelbereich  $\Delta\alpha$  ist hier nur beispielsweise so groß gewählt, er kann selbstverständlich auch kleiner sein.

Die oberste Ordinate gibt die augenblickliche Größe  $b$  der Nockenerhebung an, so daß die oberste Kurve den Verlauf der Nockenerhebung  $b$  zeigt.

Die mittlere Ordinate gibt die Größe  $c$  der Vertiefung 32 an, so daß die mittlere Kurve den Verlauf der Vertiefung darstellt. Die Kontur der Vertiefung 32 ist dabei gerade so gewählt, daß die jeweilige Eintauchtiefe doppelt so groß ist wie die Nockenerhebung. Dies führt zu der konkaven Form des Grundes der Vertiefung 32 gemäß Fig. 2b). Die Steuerwelle 30 gemäß Fig. 1 ist anders geformt. Dort stimmt der Winkelbereich, über den sich die Vertiefung erstreckt, nicht mit dem Winkelbereich überein, über den sich der Nocken der Nockenwelle 22 erstreckt. Dadurch kann ebenso eine konvexe Form des Grundes der Vertiefung erzielt werden, wie dadurch, daß die Vertiefung nicht doppelt so tief gewählt wird, wie die Erhebung des Nockens.

Die unterste Ordinate gibt den Ventilhub  $h$  an, so daß die unterste Kurve jeweils den Verlauf des aus der obersten und der zugehörigen

mittleren Kurve resultierenden Ventilhub  $h$  angibt,

Wie ersichtlich, führt die oberste Kurve und die ausgezogene mittlere Kurve zum Ventilhub  $h$  von Null.

Die gestrichelte mittlere Kurve gibt die jeweils mögliche Eintauchtiefe  $c$  des Stößels 26 in die Vertiefung 32 der Steuerwelle 30 an, wenn die Steuerwelle 30 gegenüber der Nockenwelle 22 um etwa  $30^\circ$  nach spät, d.h. wie in Fig. 2c) dargestellt, nach rechts verdreht wird. Für den Ventilhub  $h$  ergibt sich die gestrichelt eingezeichnete Kurve. Es ist ersichtlich, daß das Ventil mit unverändertem Öffnungsbeginn zu öffnen beginnt, aber bereits nach einer kurzen Öffnungszeitdauer und nach verhältnismäßig kleinem Ventilhub wieder schließt.

Die strichpunktierte mittlere Kurve gibt die jeweils mögliche Eintauchtiefe des Stößels 26 in die Vertiefung 32 der Steuerwelle 30 für eine Relativverdrehung zwischen Steuerwelle 30 und Nockenwelle 22 um  $180^\circ$  gegenüber der Stellung gemäß Fig. 2a) an. Für diese Relativstellung ergibt sich der strichpunktiert eingezeichnete Ventilhub, d.h. eine Betätigung des Ventils wie in dem Fall, in dem die Steuerwelle 30 überhaupt nicht vorhanden wäre und der Stößel 26 ein starres Widerlager für den Kipphebel 20 bilden würde.

Aus dem Vorstehenden ist unmittelbar ersichtlich, daß durch bloße Relativverdrehung zwischen der Steuerwelle 30 und der Nockenwelle

22 bei unverändertem Öffnungsbeginn des Ventils 16 dessen Öffnungsdauer und damit gekoppelt dessen Hub verändert werden kann. Die dem Brennraum der Brennkraftmaschine zugeführte Frischluftmenge bzw. Gemischmenge kann somit ausschließlich durch Verändern der Relativstellung zwischen Steuerwelle 30 und Nockenwelle 22 bestimmt werden. Eine Drosselklappe ist überflüssig. Eine Leistungssteuerung in der geschilderten Weise lediglich durch Verändern der Öffnung des Einlaßventils hat den Vorteil, daß nicht gegen äußeren Unterdruck angesaugt werden muß, was den Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine und damit den spezifischen Kraftstoffverbrauch günstig beeinflußt.

Es versteht sich, daß Nockenwelle 22 und Steuerwelle 30 auch derart gegeneinander verdreht werden können, daß der Schließzeitpunkt des Einlaßventils unverändert bleibt und dessen Öffnungszeitpunkt mit abnehmendem Leistungsbedarf nach spät verlegt wird. Die Öffnung des Einlaßventils erfolgt dann bei hohem Unterdruck im Arbeitsraum, was bezüglich der Gemischverwirbelung zwar vorteilhaft, bezüglich der Steuerbarkeit des Leerlaufs jedoch nachteilig ist.

Bezüglich der abgestimmten Gestaltung zwischen Nockenerhebung der Nockenwelle 22 und Vertiefung 32 der Steuerwelle 30 sind zahlreiche Abänderungen möglich. Für die geschilderte Funktion ist völlig ausreichend, wenn der vertiefungsfreie Winkelbereich der Steuerwelle 30 dem Winkelbereich entspricht, über den sich der Nocken

der Nockenwelle 22 erstreckt. Bei der dann möglichen vollständig konvexen Gestaltung der Vertiefung 32 kann der Stößel 25 unmittelbar an der Steuerwelle 30 anliegen, wohingegen es bei der Ausführungsform gemäß Fig. 2a) vorteilhaft ist, den Stößel 26 mit einer Rolle zu versehen, welche an der Steuerwelle 30 abrollt.

Zu den Zeitpunkten, zu denen sich der Nocken der Steuerwelle 22 mit seinem Grundkreis am Kipphebel 20 abläuft, ist ein Spiel zwischen dem Stößel 26 und dem Grund der Vertiefung 32 oder dem Stößel 26 und dem Kipphebel 20 ohne weiteres zulässig, da das Ventil 16 dann in seinem geschlossenen Zustand ist und beim Anlaufen des Grundkreisbereiches der Steuerwelle 30 an den Stößel 26 lediglich der Stößel 26 in seine normale Lage zurückbewegt wird.

Selbstverständlich können der Stößel 26 und/oder das Einlaßventil 16 gemäß Fig. 1 mit einer an sich bekannten Spielnachstellvorrichtung versehen sein. Vorteilhaft ist, die Kontur der Vertiefung 32 so auszubilden, daß das Ventil 16 rasch schließt. Dabei kann zweckmäßig sein, einen Schließdämpfer vorzusehen, beispielsweise auf der vom Schaft 24 zugewandten Seite des Kipphebels 20.

Für einige Anwendungsfälle kann es günstig sein, den Öffnungszeitpunkt des Ventils zu verändern, beispielsweise den Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils, um die innere Abgasrückführung und/oder die Füllung zu beeinflussen. Auch dies ist mit der erfindungsgemäßen Anordnung ohne weiteres möglich: die Vertiefung 32 der Steuerwelle 30 ist dann derart auf den Nocken der Nockenwelle 22



abgestimmt, daß bei Beginn des Auflaufens der Nocke auf den Kipphebel 20 der Stößel 26 noch etwas in die Vertiefung 32 eindringt, wobei während dieses Zeitraums  $2b \approx c$ , so daß der Ventilhub Null ist. Sobald nun  $2b > c$  wird das Ventil geöffnet, wobei der Öffnungszeitpunkt wiederum durch die relative Winkellage zwischen Steuerwelle 30 und Nockenwelle 22 veränderbar ist.

Fig. 3a) und 3b) zeigen ein einfaches Ausführungsbeispiel einer Anordnung, die eine Relativdrehung zwischen Steuerwelle 30 und Nockenwelle 22 zuläßt. Gemäß Fig. 3a) ist mit einem Ende der Nockenwelle 22 ein Zahnrad 34 drehfest verbunden, welches mit zwei Planetenrädern 36 und 38 kämmt, die an einem Radträger 40 gelagert sind und mit weiteren Verzahnungen 42 und 46 auf der Innenverzahnung 48 eines Gehäuses 50 ablaufen. Eine Außenverzahnung 52 des Radträgers 40 kämmt mit einem Zahnrad 54, welches mit der Steuerwelle 30 drehfest verbunden ist. Die Übersetzung der Anordnung ist derart, daß sich die Steuerwelle 30 bei drehfest gehaltenem Gehäuse 50 mit gleicher Drehzahl wie die Nockenwelle 22 aber gegensinnig zu dieser dreht.

Wird nun das Gehäuse 50 gemäß Fig. 3b) über eine mit einem Gaspedal 56 verbundene Betätigungseinrichtung 58 verdreht, so erfolgt durch diese Verdrehung eine Relativdrehung zwischen Steuerwelle 30 und Nockenwelle 22, womit beispielsweise die Öffnung des Einlaßventils gemäß Fig. 2b) verändert werden kann.

Für den geschilderten Übertragungsmechanismus zwischen Gaspedal 26 und Verdrehung der Steuerwelle 30 sind zahlreiche Abänderungen

möglich. Beispielsweise kann ein mit der Steuerwelle 30 zusammenwirkendes, schräg verzahntes Bauteil verwendet werden, welches entsprechend einer Gaspedalbetätigung axial verschoben wird.

Die Nockenwelle der Fig. 1 kann mit Nocken für die Einlaßventile und Nocken für die Auslaßventile ausgebildet sein. Die Steuerwelle 30 kann nur den Einlaßventilen zugeordnete Vertiefungen 32 aufweisen. Es kann auch eine Steuerwelle mit den Ein- und Auslaßventilen zugeordneten Vertiefungen verwendet werden oder es können zwei Steuerwellen vorgesehen sein, von denen eine nur den Einlaßventilen und die andere nur den Auslaßventilen zugeordnet ist.

Die Ausführungsform gemäß Fig. 1 arbeitet rein mechanisch. In Fig. 4 ist eine hydromechanisch arbeitende Ausführungsform der Vorrichtung dargestellt.

Ein Ende des Stößels 26 ist dort als Kolben 60 ausgebildet, welcher in einer Bohrung 62 des Zylinderkopfes 28 arbeitet. Von der Bohrung 62 führt eine Leitung 64 zu einem als Tellerventil ausgebildeten Steuerventil 66, welches mit einem Druckspeicher 68 verbunden ist, in dem eine Pumpe 70 Hydraulikmittel aus einem Vorratsbehälter 72 fördert und von dem ein Rücklauf 74 in den Vorratsbehälter zurückführt.

Der Schaft 76 des Ventilgliedes 78 des Steuerventils 66 arbeitet mit einer Steuerwelle 80 zusammen, welche einen Nocken 82 zur

Öffnung des Steuerventiles 66 aufweist. Eine Feder 84 drängt den Schaft 76 in Anlage an die Steuerwelle 80.

In der Bohrung 62 ist eine Feder 86 angeordnet, welche den Stößel 26 in Richtung auf den in Fig. 4 nicht dargestellten Kipphebel 1 drängt.

Die Funktion der beschriebenen Anordnung ist folgende:

Sei beispielsweise angenommen, daß eine Öffnung des Einlaßventils 16 gemäß Fig. 1 entsprechend der gestrichelten Kurve unten in Fig. 2 b) erwünscht ist. Die Steuerwelle 80 ist dann relativ zur Nockenwelle 22 der Fig. 1 so verdreht, daß sie bei etwa 130° Stellung der Nockenwelle (gemäß Fig. 2 b) das Steuerventil 66 öffnet. Während der Stößel 26 infolge der Inkompressibilität der in die Bohrung 62 und der Leitung 64 enthaltenen Flüssigkeit bei geschlossenem Steuerventil 66 praktisch starr angeordnet ist, kann der Stößel 26 nach Öffnung des Steuerventils 66 nachgeben und wird vom Kipphebel nach unten gedrängt. Der Druck im Druckspeicher 68 ist derart gewählt, daß er von der Ventildfeder 18 gemäß Fig. 1 überwunden wird, so daß der Stößel 26 entgegen dem Flüssigkeitsdruck gemäß Fig. 4 nach unten gedrückt wird. Der Nocken 82 der Steuerwelle 80 hält das Steuerventil 66 noch geöffnet, während der Kipphebel 20 gemäß Fig. 1 bereits wieder am Grundkreis der Nockenwelle 22 anliegt. Während dieser Zeitdauer drückt die Feder 86 den Stößel 26 gemäß Fig. 4 wieder nach oben, so daß der Stößel 26 vor dem Schließen des Steuerventils 66 seine ursprüngliche Lage wieder eingenommen hat. Es versteht sich, daß

mit der beschriebenen Anordnung ein selbsttätiger Spielausgleich erzielt wird. Um den Stößel 26 für die Rückwärtsbewegung in die obere Lage mehr Zeit zu geben, kann ein das Steuerventil 66 umgekehrtes Rückschlagventil vorgesehen sein, welches nur bei einer Strömung in Richtung zum Stößel 26 öffnet und in Fig. 4 gestrichelt eingezeichnet und mit 88 bezeichnet ist.

Ein wesentlicher Vorteil, den die beschriebene Anordnung gegenüber an sich bekannten hydraulischen Ventiltrieben hat, liegt darin, daß die zur Öffnung des Einlaßventils 16 gemäß Fig. 1 erforderliche Kraft bzw. Energie nach wie vor von der Nockenwelle aufgebracht wird. Über das Hydraulikmittel wird nur die Energie zum "Nachstellen" des Stößels 26 aufgebracht.

Fig. 5 zeigt eine Ausführungsform, bei der das in Fig. 4 zur Beeinflussung der Öffnungszeit des Ventils 16 in der Bohrung 62 vorhandene Hydraulikvolumen unmittelbar in das Ventil selbst integriert ist. Der Schaft 90 des Ventils 16 endet dabei innerhalb einer Bohrung 92 des Zylinderkopfes 28, in der ein unmittelbar mit der Nockenwelle 22 zusammenarbeitender Stößel 94 arbeitet. Zwischen dem Stößel 94 und dem Schaft 90 verbleibt ein freier Raum, in welchen eine Leitung 96 mündet, die zu einem Steuerventil 98 führt. Zwischen dem Stößel 94 und dem Schaft 90 ist eine Feder 100 angeordnet.

Die Funktion des Zwischenraumes zwischen Stößel 94 und Schaft 90 entspricht der Funktion des Innenraums der Bohrung 62 gemäß Fig. 4; die Feder 100 entspricht der Feder 86 gemäß Fig. 4. Das

Steuerventil 98 entspricht dem Steuerventil 66. Die Funktion der Anordnung gemäß Fig. 5 ist analog der der Fig. 4. Ein entscheidender Unterschied zwischen den beiden Ausführungsformen liegt darin, daß bei der Ausführungsform gemäß Fig. 5 der Stößel 94 und der Schaft 90 naturgemäß in manchen Betriebszuständen den vollen Hub des Einlaßventils 16 mitmachen, wohingegen der Stößel 26 gemäß Fig. 4 dies normalerweise nicht tut. Dichtungen zur Abdichtung des Stößels 94 und des Schaftes 90 in die Bohrung 92 werden somit wesentlich höher beansprucht als Dichtungen zur Abdichtung des Stößels 26 in der Bohrung 62. Als solche hoch beanspruchten Dichtungen können beispielsweise O-Ringe verwendet werden, welche über einen Teflonring am Schaft 90 bzw. Stößel 84 anliegen.

Die Figuren 6 und 7 zeigen eine besonders vorteilhafte Ausführungsform eines Steuerventils, wie es bei mehrzylindrigen Brennkraftmaschinen verwendet werden kann.

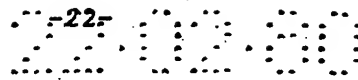
Ein Gehäuse 102 des insgesamt mit 104 bezeichneten Steuerventils weist an seinem Umfang in gleichmäßigem Winkelabstand Leitungen 106, 107, 108 und 109 auf, welche über in Strömungsrichtung weg vom Steuerventil 104 öffnende Rückschlagventile, von denen in Fig. 6 eines mit 110 bezeichnet ist, mit Leitungen verbunden sind, die der Leitung 64 gemäß Fig. 4 oder 96 gemäß Fig. 5 entsprechen und jeweils einem Ventil der Brennkraftmaschine zugeordnet sind. Eine solche Leitung ist in Fig. 6 mit 111 bezeichnet. Diese Leitungen sind über Verbindungsleitungen mit einer Druckquelle verbunden, wobei in diesen Verbindungsleitungen, von denen eine in Fig. 6 mit 112 bezeichnet ist, Rückschlagventile (Rückschlagventil 113 gemäß Fig. 6) angeordnet sind, die in Strömungsrichtung von der Druckmittelquelle 6 weg öffnen.

Innerhalb des Gehäuses 102 dreht sich ein zylindrischer Hohlkörper 114, welcher einen Steuerschlitz 115 aufweist, dessen Breite sich axial verändert und der sich an den Anschlüssen der Leitungen 106 bis 108 vorbeibewegt. Das Innere des Hohlkörpers 114 ist mit dem Inneren des Gehäuses 102 über Öffnungen 116 in den Stirnseiten des Hohlkörpers verbunden. Der Hohlkörper 102 ist drehfest mit einer Welle 116 verbunden, welche synchron mit der hier nicht dargestellten Nockenwelle einer Brennkraftmaschine dreht und entsprechend der Stellung eines ebenfalls nicht dargestellten Gaspedals axial verschiebbar ist.

Die Welle 116 ist an ihrem Eintritt in das Gehäuse 102 mit einer Dichtung 117 abgedichtet; zwischen dem Hohlkörper 114 und dem Gehäuse 112 befinden sich beidseitig der Anschlüsse der Leitungen 106 bis 109 Ringdichtungen 117 und 118. Das Gehäuse 102 weist einen Auslaß 119 auf, der zu einem Vorratsbehälter für Hydraulikfluid führt.

Die Funktion der beschriebenen Anordnung ist folgende:

Es sei angenommen, daß in der dargestellten Stellung die vorlaufende Kante des Steuerschlitzes 115 des sich gemäß Fig. 6 von oben gesehen in Gegenuhrzeigerrichtung drehenden Hohlkörpers 114 genau dann über den Einlaß einer der Leitungen 106 bis 109 bewegt, wenn das zugehörige Einlaßventil schließt. Die wegen der schmalen Breite des Steuerschlitzes 115 dann noch kurzzeitige Öffnung des Steuerventils 104 ist unwirksam, da der Kipphebel 20 gemäß Fig. 1 oder das Volumen zwischen Stößel 94 und Schaft 90 gemäß Fig. 5 bereits druckentlastet ist. Das Einlaßventil hat die volle, von der Nockenwelle gesteuerten Öffnung durchgeführt.



Wird nun der Hohlkörper 114 gemäß Fig. 6 nach unten bewegt, so überdeckt der Steuerschlitz 115 die jeweilige Leitung 106 bis 109 zunehmend früher, so daß das Steuerventil eine Druckentlastung zunehmend früher hervorruft und das Einlaßventil zunehmend kürzer öffnet. Mittels der axialen Verschiebung des Hohlkörpers 114 ist somit eine Steuerung der Öffnung des Einlaßventils möglich. Eine fremdgezündete Brennkraftmaschine kann ohne Drosselklappe betrieben werden.

Das Rückschlagventil 113 bewirkt, daß sich in dem der Leitung 111 folgenden Hydraulikvolumen, an dem sich beispielsweise der das Widerlager des Kipphebels 20 gemäß Fig. 1 bildende Stößel 26 gemäß Fig. 4 abstützt, ständig der Systemdruck aufbauen kann, so daß die Anordnung spielfrei gehalten ist und bei geschlossenem Steuerventil 102 in folge der Inkompressibilität des Hydraulikfluids ein unnachgiebiges Widerlager bildet. Das Rückschlagventil 110 öffnet bei einem höheren Druck als das Rückschlagventil 113 und wird vom Einlaßventil der Brennkraftmaschine bzw. der hohen Kraft der Schließfeder des Einlaßventils geöffnet.

Fig. 8 zeigt eine weitere Ausführungsform einer Ventilbetätigungsverfahren, bei der über den Öldruck der Brennkraftmaschine zusätzlich die Drehzahl der Brennkraftmaschine berücksichtigt wird.

Ein als Schieberventil ausgebildetes Steuerventil 130 weist eine Bohrung 132 auf, in die eine Leitung 134 mündet, welche zu einer Kammer führt, an die ein Stößel ähnlich dem Stößel 26 gemäß Fig. 4 angrenzt. In die Bohrung mündet eine weitere Leitung 136, die über

ein Rückschlagventil 138, welches einen Hydraulikmittelfluß von der Bohrung 132 weg sperrt, mit einer Hydraulikmittelquelle verbunden ist, und eine weitere Leitung 140, welche zu einem Vorratsbehälter für Hydraulikmittel führt.

In der Bohrung arbeitet gegen die Kraft einer Feder 142 ein Ventilschieber 144, welcher in seiner dargestellten rechten Stellung die Leitung 140 absperrt und die Leitungen 134 und 136 miteinander verbindet. In seiner nicht dargestellten linken Stellung trennt der Ventilschieber 144 über einen Bund 146 die Leitung 136 von der Leitung 134 und verbindet die Leitung 134 mit der Leitung 140.

Der Ventilschieber 144 weist einen Ansatz 148 auf, welcher von der Feder 142 in Anlage an ein Steuerteil 150 gedrängt ist, welches einteilig mit einer Steuerwelle 152 ausgebildet ist.

Die Steuerwelle 152 ist mit beidseitig des Steuerteils 150 ausgebildeten Wellenstummeln 154 und 156 in einem Gehäuse gelagert und wird mittels einer nicht dargestellten Vorrichtung beispielsweise über den Wellenstummel 154 synchron mit der nicht dargestellten Nockenwelle einer Brönnkraftmaschine angetrieben. Die Steuerwelle 152 ist in ihrer Lagerung gegen die Kraft einer Feder 158 axial verschiebbar. Die axiale Verschiebung erfolgt entsprechend der Betätigung eines Gaspedals, welches mit einem Kolben 160 gekuppelt ist, der über einen Ansatz 162 mit dem Wellenstummel 156 zusammenwirkt. Es versteht sich, daß die dem Ansatz 162 zugewandte Endfläche des Wellenstummels 156 gegenüber dem Wellenstummel 156 drehbar ausgebildet sein kann.



In einen um den Ansatz 162 herum ausgebildeten, ortsfesten Ringraum 164 mündet eine Leitung 166, welche mit dem Öldruck der Brennkraftmaschine beaufschlagt ist.

Das Steuerteil 150 weist eine Erhebung 168 auf, welche sich über einen axial verändernden Winkelbereich erstreckt.

Die Funktion der beschriebenen Anordnung ist folgende:

Es sei angenommen, die Anordnung befinde sich im dargestellten Zustand, in welchem sich der Ventilschieber 44 in seiner rechten Stellung befindet und der Ansatz 162 in Anlage am Wellenstummel 156 ist. Es sei weiter angenommen, daß sich die Steuerwelle 152 gemäß Fig. 8 von oben her gesehen in gegen Uhrzeigerrichtung dreht. Die nicht dargestellte Nockenwelle der Brennkraftmaschine sei so ausgebildet, daß die Nockenerhebung für das Einlaßventil über den oberen Totpunkt hinausreicht, d. h. für eine deutliche Überschneidung zwischen Öffnungszeit des Einlaßventils und des Auslaßventils ausgebildet ist.

In der dargestellten axialen Lage des Steuerteils 150, welche der vollen Betätigung des Gaspedals, also Vollgas entspricht, komme die vorlaufende gemäß Fig. 8 rechte Kante, etwa im oberen Totpunkt des Kolbens in Anlage an den Ansatz 148, wodurch das Steuerventil 136 geöffnet wird und die Leitung 134 drucklos wird. Der Kipphebel kann dann nachgeben, wodurch das Einlaßventil schließt und solange geschlossen bleibt, wie die Nockenerhebung noch den Kipphebel überstreicht. Anschließend, wenn die ablaufende Kante der Erhebung 168 sich am Ansatz 148 vorbeibewegt hat, kann sich

der Ventilschieber 144 wieder nach rechts bewegen, wodurch in der Leitung 134 wieder Druck aufgebaut wird und der Kipphebel in seine Normallage zurückkehrt.

Wenn das Gaspedal weniger stark betätigt wird, bewegt sich das Steuerteil 150 gemäß Fig. 8 nach unten, wodurch die Leitung 134, bezogen auf die Stellung des Kolbens, jeweils früher drucklos wird und das Einlaßventil entsprechend früher geschlossen wird. Die Laststeuerung der Brennkraftmaschine erfolgt somit, wie beschrieben, lediglich durch Steuerung der Schließzeit des Einlaßventils.

Bisher wurde die Anordnung in dem Zustand beschrieben, in dem sich der Ansatz 162 in Anlage am Wellenstummel 156 befindet. Wenn nun die Drehzahl der Brennkraftmaschine, beispielsweise in der beschriebenen Vollgasstellung zunimmt, erhöht sich der in der Leitung 166 wirksame Öldruck und drängt unter Überwindung der Kraft der Feder 158 die Steuerwelle 152 zusätzlich gemäß Fig. 8 nach oben, wodurch sich die Öffnungszeit des Einlaßventils verlängert, da die vorlaufende Kante der Erhöhung 168 später in Eingriff mit dem Ansatz 148 kommt. Die Überschneidung der Öffnung des Einlaßventils mit der des Auslaßventils wird dadurch vergrößert, was bezüglich eines vollständigen Ladungswechsels und einer guten Ladung im Vollastbereich bei hoher Drehzahl vorteilhaft ist.

Es versteht sich, daß bei der Ausführungsform gemäß Fig. 8 um das Steuerteil 150 herum in gleichmäßigem Winkelabstand mehrere Steuerventile 130 angeordnet sein können, von denen je eines einer Kolben-Zylindereinheit einer Brennkraftmaschine zugeordnet ist.

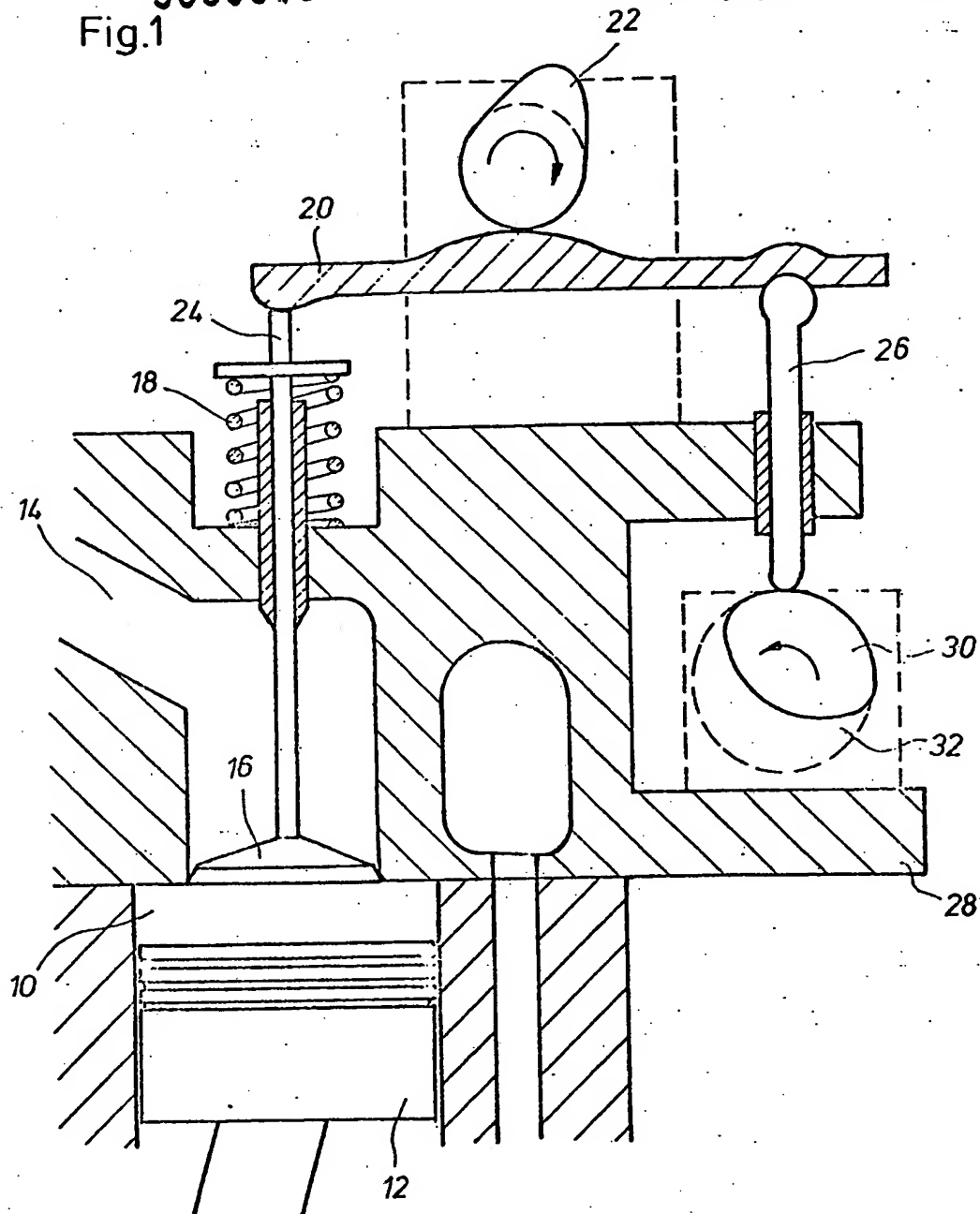
-27-  
Leerseite

3006619  
Fig.1

-33-

Nummer:  
Int. Cl.<sup>3</sup>:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

30 06 619  
F 01 L 1/12  
22. Februar 1980  
27. August 1981



130035/0241

Fig. 2 a)

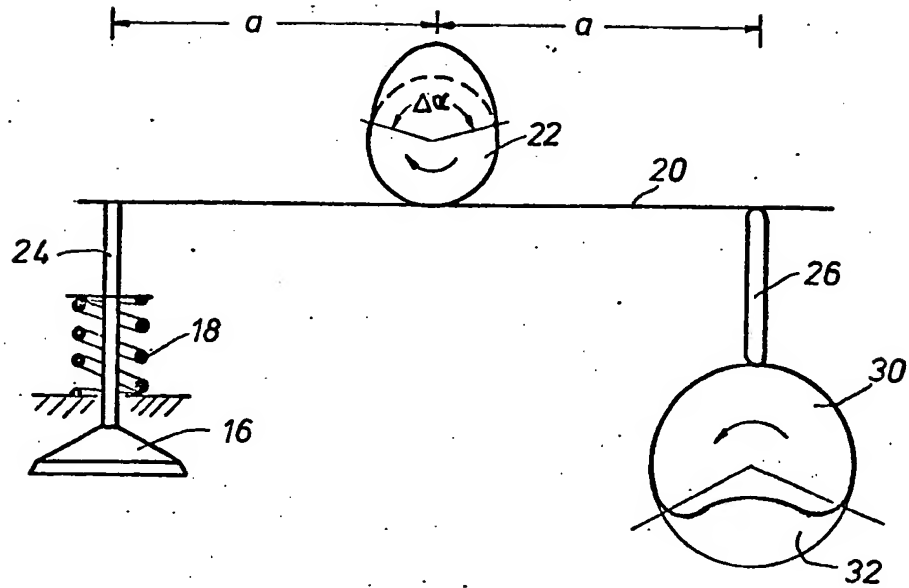


Fig. 2 c)

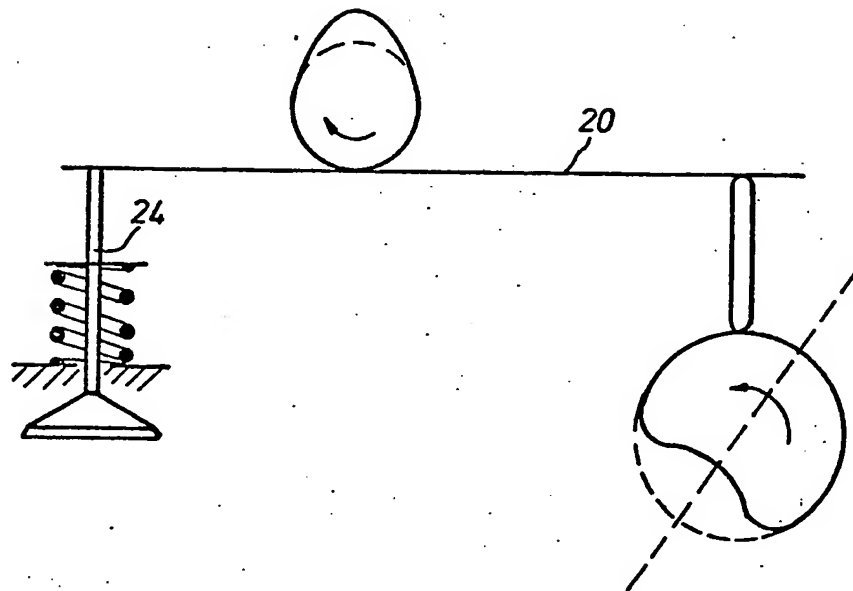


Fig. 2 b)

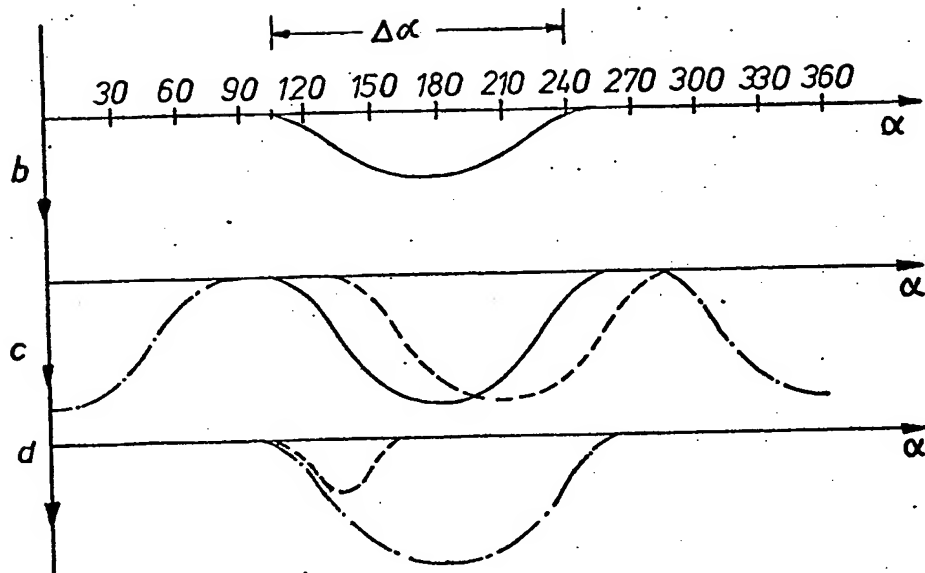


Fig.5

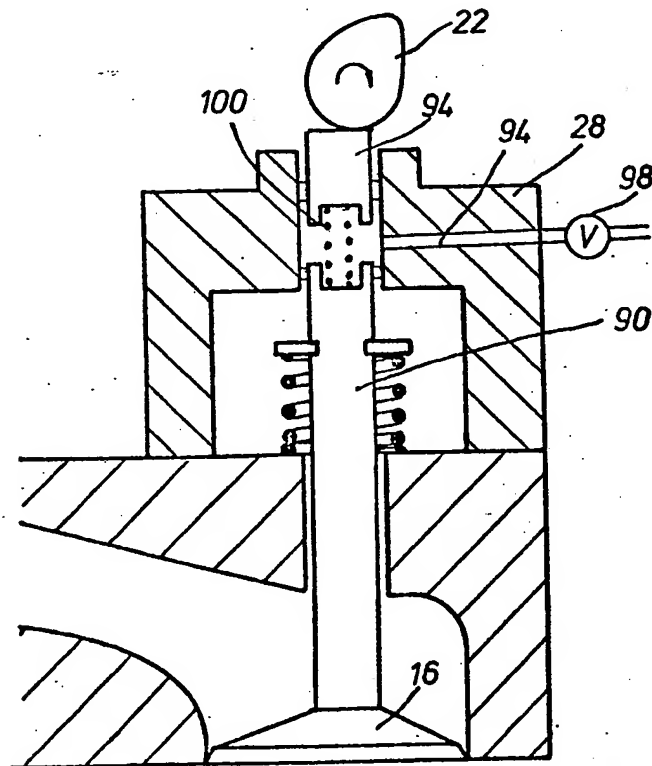


Fig. 3 a)

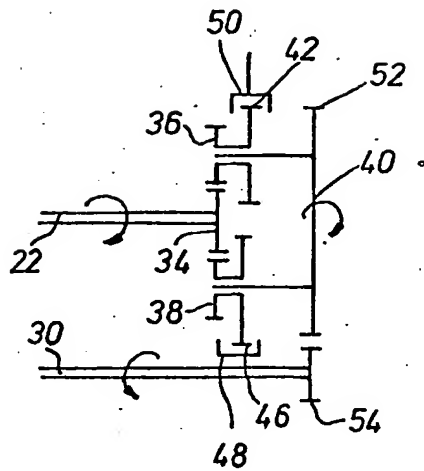


Fig. 3 b)

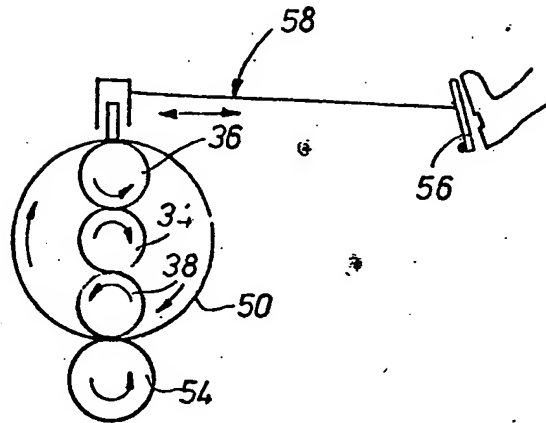


Fig. 4

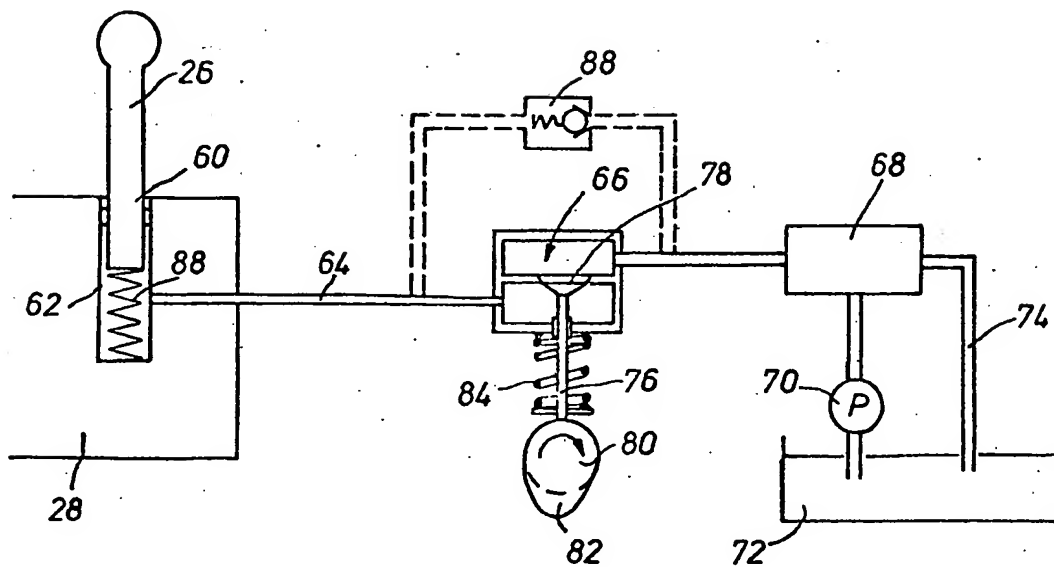




Fig.6

Fig.6 is a schematic diagram of a mechanical assembly. It shows a vertical shaft (111) with a component (110) and a valve (113) at the bottom. A horizontal pipe (106) connects to a large rectangular chamber (102) with internal components (114, 115, 116). A vertical pipe (116) extends from the bottom of the chamber, with a valve (117) and a curved arrow indicating rotation. A horizontal pipe (108) exits from the right side of the chamber, with a valve (119). A vertical pipe (112) is also shown on the left side of the chamber. The entire assembly is labeled with various reference numerals.

- 32 -

Fig.8

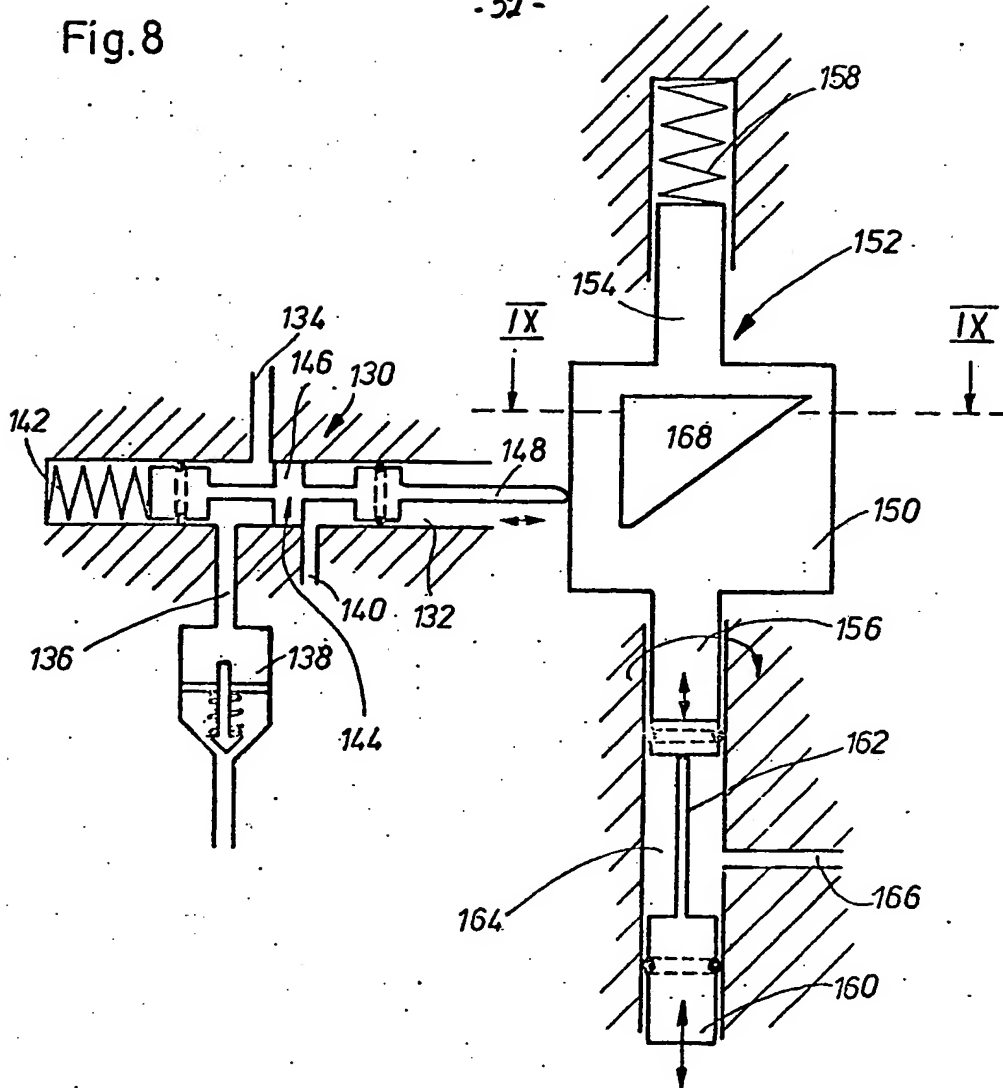
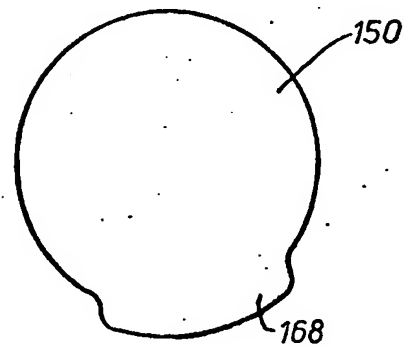


Fig.9



**Laid-Open Publication**

**DE 30 06 619 A1**

5

**Device for the adjustable actuation of a valve controlling the gas exchange of an  
internal combustion engine**

Device for the adjustable actuation of a valve controlling the  
gas exchange of an internal combustion engine

5

Patent claims:

1. A device for the adjustable actuation of a valve controlling the gas  
10 exchange of an internal combustion engine with a camshaft, with which a  
transfer component provided to transfer the cam movement to the valve  
is in contact, and with a device for interrupting the power flow (or force  
flow, i. e. the mechanical connection), by means of which the transfer of  
15 motion between the camshaft and the valve can be interrupted,  
characterized in that the power flow interruption device has a control  
component (30; 80; 114; 116; 150) rotating like the camshaft (22), which  
control component is provided with control means (32; 82; 115) to  
interrupt the transfer of movement between the camshaft (22) and the  
20 valve (16), and in that the angular range, over which the control means  
are effective, can be varied relative to the angular position of the  
camshaft.
2. The device according to Claim 1, characterized in that the control means  
25 is formed by a cam (32; 82), and in that the control shaft (30; 80) can be  
rotated relative to the camshaft.
3. The device according to Claim 1, characterized in that the control means  
are formed by a cam (168), which can be changed in the axial direction  
of the control component (150), and in that the control component can be  
30 axially displaced.
4. The device according to any of Claims 1 to 3, in which a rocker arm is  
arranged between the camshaft and the valve, which is supported on an

adjustable support, characterized in that the support (tappet 26) is supported on (or abuts against) the control component (control shaft 30).

5. The device according to any of Claims 1 to 3, characterized in that,  
5 between two of the components contained in the power transmission between the camshaft (22) and the valve (16), a closed hydraulic volume is arranged on at least one control valve (66; 98; 104; 130), which, with the control valve open, interrupts the transmission of power (or forces) between the camshaft and the valve, and that the control valve is  
10 actuated by the control component (80; 114, 116; 150).
6. The device according to Claim 5, characterized in that the control  
component (114, 116) is formed by a rotary valve, which has a control  
slot (115) with an axially varying width and which, together with a  
15 housing (102) that has an outlet leading to the hydraulic volume, forms the control valve.
7. The device according to Claim 6, in which the internal combustion  
engine has a number of combustion chambers with associated valves to  
20 control the gas exchange, characterized in that the housing (102) has a number of outlet ports (or openings) (pipes 106 to 109) distributed around its circumference, each of which is connected with a hydraulic volume in the power transmission between the cam shaft and a valve.
- 25 8. The device according to Claim 6 or 7, characterized in that a pipe (112), with a check valve (113) opening in the direction of the hydraulic volume and a pipe (106), which contains a check valve (110) that opens towards the control valve (104) are connected with the hydraulic volume, in which  
30 arrangement the check valve opening in the direction of the control valve (104) opens at a greater pressure than that at which the check valve (113) opens towards the hydraulic volume.

9. The device according to Claim 5, characterized in that the control valve (130) is a spool valve which is actuated by the control component (150), which is provided with a cam (raised portion 168).

5 10. The device according to any of Claims 1 to 9, characterized in that the valve is the inlet valve (116) of the combustion chamber and that the position of the controlling means (32; 82, 115; 168) can be varied relative to the camshaft (22) corresponding to the setting of a power-controlling means (gas/accelerator pedal 56) of the internal combustion engine.

10

11. The device according to Claim 10, characterized in that the control means (32; 82; 115; 168) interrupt the power flow (i. e. the mechanical connection) between the camshaft (22) and the inlet valve (16) in such a way, that with an unvaried start of the opening of the inlet valve the  
15 duration of the opening increases with increasing actuation of the power controlling means.

15

12. The device according to Claim 10 or 11, characterized in that a device (156, 160, 164, 166) operating as a function of the speed of the internal combustion engine is provided, which prolongs the duration of opening  
20 of the inlet valve as speed increases.

20

Device for the adjustable actuation of a valve controlling the  
gas exchange of an internal combustion engine

The invention relates to a device for the adjustable actuation of a valve  
5 controlling the gas exchange of an internal combustion engine in accordance  
with the preamble of the main claim.

The control times of an internal combustion engine, i.e. relating to the position  
of the crankshaft and the pistons at the points in time, at which the inlet valves  
10 and the outlet valves open and close, have a major influence on the operating  
behaviour of the internal combustion engine. For example, at lower speed a  
small overlap between opening of the inlet valve and opening of the outlet valve  
is advantageous, while at high speed a large overlap is beneficial. On spark  
ignition engines it is advantageous in the partial load region to have a shortened  
15 or reduced opening of the inlet valve in order to improve mixture concentration  
and to avoid throttling loss at the throttle flap. In many operating conditions  
prolonged opening of the outlet valve for exhaust gas recirculation is  
advantageous in favourably influencing exhaust gas composition.

20 Various suggestions have been made with the aim of varying control times:

From DE-OS 27 53 197 a rocker arm is known for the transfer of movement  
between the camshaft and the valve, which comprises a number of parts and  
can be locked in positions, in which it does not transfer the full radius change of  
25 the cam to the valve.

It is suggested in DE-OS 27 54 627 that the valves could be driven by means of  
a spindle pinion, which is electromagnetically engaged and disengaged.

30 In DE-OS 26 36 519 an additional valve arranged concentrically with the inlet  
valve is suggested, with which the cross-section of the induction port can be  
closed before the additional valve moves into its closed position.

In practice it has so far not been possible to implement the described valve drive to any notable extent, since its construction is either too complicated or its drive requires too much power.

5 It is the object of the present invention to provide a device for the adjustable actuation of a valve controlling the gas exchange of an internal combustion engine, which employing a simple construction and embodying high functional reliability permits the control times of the valve to be influenced.

10 This problem is solved by employing the features of the main claim.

Thus in the device according to the invention a control component, which can be driven directly by the camshaft or by the crankshaft of the internal combustion engine, rotates in correspondence with the camshaft and with the  
15 help of the control means with which it is provided it interrupts the transmission of movement between the camshaft and the valve, by which means the angular range, over which the transmission of movement is interrupted, can be varied and in which, for example, the motion of the control component is additionally influenced.

20

Claim 2 characterizes a first advantageous embodiment of the control means and the degree to which the angular range over which the control means are effective can be influenced. This embodiment of the invention is particularly simple to manufacture.

25

The embodiment characterized in Claim 3 enables the angular range, over which the control means are effective, to be changed merely by axial displacement of the control component.

30 The device characterized in Claim 4 operates purely mechanically and requires no additional electromagnetic or hydraulic power.



The embodiment according to Claim 5 operates with a hydraulic volume in the power transmission between the camshaft and the valve, which is closed during the transfer of motion and opened to interrupt the transfer of motion.

- 5    Claim 6 characterizes a simple embodiment of the control valve for controlling the hydraulic volume in accordance with Claim 5.

In accordance with Claim 7 the control valve can be formed in such a way that it controls the transfer of power between the camshaft and a number of valves of  
10    the internal combustion engine.

The operating safety of an embodiment of the device according to the invention operating with a hydraulic volume is additionally increased by means of the features of Claim 8.

15

Claim 9 characterizes a further advantageous embodiment of a control valve.

Claim 10 characterizes an embodiment of the device according to the invention, in which a throttle valve to control the power output of the internal combustion  
20    engine is not required.

By using the features of Claim 11 the throttle losses, which occur during the filling of an internal combustion engine in the partial load range, are reduced to a minimum, by which means the fuel consumption is favourably influenced.

25

With the features of Claim 12 an independent adaptation of the control times to the speed takes place, by which means good filling is achieved, even at high engine speeds.

- 30    The invention is applicable to spark ignition engines and diesel engines; its greatest advantages are realised during use on spark ignition engines, in order to obviate the need for the throttle flap.

Examples of the invention are explained in greater detail in the following on the basis of the schematic drawings.

Fig. 1 shows a first embodiment of a device for valve actuation,

Fig. 2a) – 2c) show sketches to explain the principle of operation of the valve control time adjustment,

Fig. 3a) and 3b) shows a device with which the control shaft can be rotated relative to the camshaft in accordance with Fig. 1,

Fig. 4 shows a modified embodiment of a valve actuation device,

Fig. 5 shows a further modified embodiment of a valve actuation device,

Fig. 6 shows a control device used to control an embodiment of the valve actuation device operating with a hydraulic volume,

Fig. 7 shows a cross-section on VII-VII through the device according to Fig. 6,

Fig. 8 shows a further embodiment of a valve actuation device and

Fig. 9 shows a section on IX-IX according to Fig. 8.

Fig. 1 shows a piston 12 operating inside a combustion chamber 10 of a spark ignition internal combustion engine. A valve 16 is arranged in the inlet 14 to the combustion chamber 10, which is held in the closed position by a valve spring 18 and actuated by a camshaft 22 via a rocker arm 20. The camshaft 22 rotates at half the speed of the crankshaft (not illustrated) of the internal combustion engine.

The rocker arm 20 lies on the stem 24 of the valve 16 on one of its ends and is in contact with a tappet 26 at its other end, which enters the cylinder head 28 of the internal combustion engine and acts in combination with a control shaft 30, similar to the camshaft 22 housed in the cylinder head 28, which rotates at the same speed as the camshaft 22 but, in the example of an embodiment shown, in the opposite sense. The control shaft 30 is provided with a depression 32 in which the tappet 26 engages and which corresponds to the lift of the cam of the camshaft 22 in such a way, that in the shown relative positions of the camshaft 22 and the control shaft 30, in which the two shafts are rotated by 180° relative to one another, no actuation of valve 16 takes place. The depression 32 allows the right end of the rocker arm 20, as shown in Fig. 1, to move downwards, such that the left end of the rocker arm 20 remains in a fixed position as the cam lift moves over the rocker arm 20.

The kinematics of the valve actuation shown in Fig. 1 are explained in Fig. 2:

Fig. 2a) shows the arrangement in Fig. 1 in schematic form, in which the distance 'a' between the point of action of the stem 24 on the rocker arm 20 and the point of action of the camshaft 22 on the rocker arm 20 is equally large as the distance 'a' between the point of action of the camshaft 22 on the rocker arm 20 and the point of action of the tappet 26 on the rocker arm 20. For the opening or lift h of the valve 16:

$$h = 2b - c,$$

then applies, where 'b' is the distance through which the rocker arm 20 is instantaneously lifted by the lift of the cam on the camshaft 22 and 'c' is the distance through which the tappet 26 can momentarily dip into the depression 32 of the control shaft 30.

Fig. 2b) shows on the abscissas the angle of rotation  $\alpha$  of the camshaft or control shaft, commencing with the positions according to Fig. 2b). The cam lift extends here over an angular range  $\Delta \alpha$  of 150°, which corresponds to a valve

opening over a crank angle rotation of  $300^\circ$ , i.e. a very large overlap of the opening of the inlet valve and the opening of the outlet valve. The angular range  $\Delta \alpha$  has been assigned a large value here, as an example. It could also, of course, be smaller.

5

The uppermost ordinate gives the instantaneous dimension 'b' of the cam lift, so that the uppermost curve shows the course of the cam lift 'b'.

10

The center ordinate shows the dimension 'c' of the depression 32 of the cam, so that the middle curve shows the course of the depression. The contour of the depression 32 is chosen here such that the respective plunge depth is twice as large as the cam lift. This leads to the concave shape of the base of the depression 32 according to Fig. 2b). The control shaft 30 according to Fig. 1 is formed differently. There the angular range, over which the depression extends  
15 does not correspond with the angular range covered by the cam of camshaft 22. In this way a convex form of the base of the depression can be achieved, in that the depression is not chosen to be twice as deep as the lift of the cam.

20

The lower ordinate shows the valve stroke 'h', such that the lower curve respectively shows the course of the valve stroke 'h' resulting from the upper and the associated middle curves.

25

As can be seen, the uppermost curve and the extracted middle curve lead to a valve stroke 'h' of zero.

30

The dashed center curve indicates the respective possible plunge depth 'c' of the tappet 26 into the depression 32 of the control shaft 30, when the control shaft 30 is rotated by approximately  $30^\circ$  to 'late', i.e. to the right as shown in Fig. 2c). The valve stroke h is indicated by the dashed curve. It can be seen, that the valve starts to open with an unchanged start of opening, but after a short opening duration and relatively small valve stroke it closes again.

The chain-dotted middle curve indicates the respective possible plunge depth of the tappet 26 into the depression 32 of the control shaft 30 with a relative rotation between the control shaft 30 and the camshaft 22 by  $180^\circ$  relative to the position according to Fig. 2a). This relative position produces the valve stroke shown by the chain-dotted line, i.e. the actuation of the valve as would be the case were the control shaft 30 not there and the tappet 26 were a rigid thrust block for the rocker arm 20.

From the above it is directly apparent, that by mere relative rotation between the control shaft 30 and the camshaft 22, with unchanged start of opening of the valve 16, its duration of opening and, coupled to this, its stroke can be changed. The quantity of fresh air and the quantity of mixture passed into the combustion chamber of the internal combustion engine can thus be determined exclusively by changing the relative position between the control shaft 30 and the camshaft 22. A throttle valve is not required. The control of output in the manner described, by merely changing the opening of the inlet valve has the advantage, that suction in does not have to take place against an external negative pressure, which favourably influences the efficiency of the internal combustion engine and hence also the specific fuel consumption.

It is clear that the camshaft 22 and control shaft 30 can also be rotated relative to each other, such that the point in time of the closing of the inlet valve remains unchanged and the point in time of its opening can be delayed as the requirement for power reduces. The opening of the inlet valve then takes place with high negative pressure in the operating area, which is advantageous in terms of mixture turbulence, but disadvantageous in respect of controllability during idling.

With regard to the co-ordinated form of the cam lift of the camshaft 22 and the depression 32 of the control shaft 30, many variations are possible. For the described function it is perfectly adequate if the angular range over which no depression occurs of the control shaft 30 corresponds to the angular range covered by the cam of the camshaft 22. With the possible completely convex

form of the depression 32, the tappet 26 can lie directly against the control shaft 30, whereas it is advantageous for the embodiment according to Fig. 2a), to provide the tappet 26 with a roller, which is in contact with the control shaft 30.

5

At the points in time, at which the cam of the control shaft 22 has completed its basic circle on the rocker arm 20, play between the tappet 26 and the base of the depression 32 or between the tappet 26 and the rocker arm 20 is unconditionally permissible, since the valve 16 is then in its closed position and during the traverse of the basic circular track of the control shaft 30 on the tappet 26 only the tappet 26 is returned to its normal position.

10

Of course the tappet 26 and/or the inlet valve 16, according to Fig. 1 can be provided with a known play adjustment device. It is advantageous to form the contour of the depression 32 in such a way, that the valve 16 closes quickly. It can be advantageous here to provide a closing damper, for example on the side of the rocker arm 20 facing the stem 24.

15

In several applications it can be beneficial to change the point in time of the opening of the valve, for example the point in time of the opening of the outlet valve, in order to influence the internal exhaust gas recirculation and/or the filling. This also is clearly possible with the arrangement according to the invention: The depression 32 of the control shaft 30 is then co-ordinated with the cam of the camshaft 22 in such a way, that at the start of the travel of the cam on the rocker arm 20 the tappet 26 penetrates further into the depression 32, during this period of time  $2b = c$ , so that the valve stroke is zero. As soon as  $2b = c$  the valve opens, by which means the point in time of the opening can again be varied through the angular position of the control shaft 30 relative to the camshaft 22.

20

25

30

Fig. 3a) and 3b) show a simple example of an embodiment of an arrangement, which permits relative rotation between the control shaft 30 and camshaft 22. According to Fig. 3a) a gear wheel 34 is fixed to one end of the cam shaft 22 to

rotate with it and which meshes with two planet wheels 36 and 38, which are supported on a wheel mount 40 and run with other gear wheels 42 and 46 on the inner teeth 48 of a housing 50. Outer teeth 52 of the wheel mount 40 mesh with a gear wheel 54, which is fixed to rotate with the control shaft 30. The

5 transmission ratio of the arrangement is such, that with the housing 50 fixed so as not to rotate, the control shaft 30 rotates at the same speed as the camshaft 22, but in the opposite sense.

If the housing 50 according to Fig. 3b) is now rotated by means of an actuation

10 device 58, linked to an accelerator pedal 56, this rotation will result in a relative rotation between the control shaft 30 and the camshaft 22, by which means, for example, the opening of the inlet valve can be varied according to Fig. 2b).

Many variations of the described transmission mechanism between the

15 accelerator pedal 56 and the rotation of the control shaft 30 are possible. For example, an oblique toothed component, working in conjunction with the control shaft 30 can be used, which is axially displaced in accordance with accelerator pedal actuation.

20 The camshaft of Fig. 1 can be constructed with cams for the inlet valves and cams for the outlet valves. The control shaft 30 can have only the depressions 32 assigned to the inlet valves. Also, a control shaft with the depressions assigned to the inlet and outlet valve can be used, or two control shafts can be provided, of which one is assigned only to the inlet valves and the other only to

25 the outlet valves.

The embodiment according to Fig. 1 operates on a purely mechanical basis. In Fig. 4 a hydro-mechanically operating embodiment of the device is represented. One end of the tappet 26 is represented there as the piston 60, which operates

30 in a bore 62 in the cylinder head 28. A pipe 64 leads from the bore 62 to a control valve 66 in the form of a poppet valve, which is connected to a pressure accumulator 68, in which a pump 70 supplies hydraulic fluid from a reservoir 72 and from which a return line 74 returns to the reservoir.

The stem 76 of the valve member 78 of the control valve 66 operates together with a control shaft 80, which has a cam 82 to open the control valve 66. A spring 84 keeps the stem 76 in contact with the control shaft 80.

5

A spring 86 arranged in the bore 62, keeps the tappet 26 forced towards the rocker arm 1, not illustrated in Fig. 4.

The function of the described arrangement is as follows:

10

It is assumed, for example, that an opening of the inlet valve 16 is desired, according to Fig. 1 and corresponding to the dashed curve at the bottom in Fig. 2b). The control shaft 80 is then rotated relative to the camshaft 22 of Fig. 1, such that it opens the control valve 66 at a camshaft position of approx. 130° (according to Fig. 2b). Whereas the tappet 26 is in an effectively rigid arrangement, due to the incompressibility of the fluid contained in the bore 62 and the pipe 64, with the control valve 66 closed, on opening of the control valve 66 the tappet is able to yield and is forced down by the rocker arm. The pressure in the pressure accumulator 68 is selected such that it is overcome by the valve spring 18, according to Fig. 1, so that the tappet 26 is pressed down against the fluid pressure, see Fig. 4. The cam 82 of the control shaft 80 keeps the control valve 66 open, while the rocker arm 20, according to Fig. 1, is again in contact with the basic circle of the camshaft 22. During this period of time the spring 86 forces the tappet 26 upwards again according to Fig. 4, so that before the control valve 66 closes the tappet 26 has returned to its original position. It can be seen that the described arrangement enables play to be automatically compensated. In order to provide the tappet 26 with more time for the return movement to the upper position a check valve by-passing the control valve 66 can be provided, which opens only for flow towards the tappet 26 and is shown in Fig. 4 as a dashed line, identified as 88.

30

An essential advantage which the described arrangement has over the known hydraulic valve drives, lies in the fact that the force or energy required to open



the inlet valve 16 according to Fig. 1, is supplied, as before, by the camshaft. The energy provided by the hydraulic means is only that required to "reset" the tappet 26.

- 5 Fig. 5 shows an embodiment in which the available hydraulic volume used to influence the opening time of the valve 16 in the bore 22, shown in Fig. 4, is integrated in the valve itself. The stem 90 of the valve 16 ends inside a bore 92 in the cylinder head 28, in which a tappet 94 operates in direct conjunction with the camshaft 22. Between the tappet 94 and the stem 90 there is a free space,  
 10 into which a pipe 96 enters, which leads to a control valve 98. A spring 100 is arranged between the tappet 94 and the stem 90.

- The function of the intermediate space between the tappet 94 and stem 90 corresponds to the function of the inner chamber of the bore 86 according to  
 15 Fig. 4; the spring 100 corresponds to the spring 86 in Fig. 4. The control valve 98 corresponds to the control valve 66. The function of the arrangement in Fig. 5 is analogous to that of Fig. 4. A decisive difference between the two embodiments lies in the fact that in the embodiment according to Fig. 5, by the nature of the arrangement, the tappet 94 and the stem 90 execute the full stroke  
 20 of the inlet valve 16 in most operational states, whereas the tappet 26 according to Fig. 4 normally does not. Seals provided for sealing the tappet 94 and the stem 90 in the bore 92 are thus significantly more highly loaded than the seals for the sealing of the tappet 26 in the bore 62. O-rings can be used, for example, for such highly loaded seals, which are supported in contact with the  
 25 stem 90 and the tappet 94 via a teflon ring.

Figures 6 and 7 show a particularly advantageous embodiment of a control valve, such as can be used on multi-cylinder internal combustion engines.

- 30 A housing 102 of the complete control valve designated 104 has, equally spaced around its circumference, pipes 106, 107, 108 and 109, which via check valves opening in the direction of flow away from the control valve 104 and one of which is designated 110 in Fig. 6, are connected with pipes corresponding to

the pipe 64 in Fig. 4 or pipe 96 in Fig. 5 and each is assigned to a valve of the internal combustion engine. Such a pipe is designated as 111 in Fig. 6. These pipes are connected by means of connector pipes to a pressure source, by means of which in these connector pipes, one of which is designated 112 in Fig. 6, check valves (check valve 113 according to Fig. 6) are arranged, which open in the direction of flow away from the pressure medium source 6.

A cylindrical hollow body 114 rotates within the housing 102, which has a control slot 115, whose width varies axially and which moves past the connections of the pipes 106 to 108. The inside of the hollow body 114 is connected with the inside of the housing 102 via openings 116 in the face sides of the hollow body. The hollow body 114 is connected so as to rotate with a shaft 116, which rotates synchronously with the camshaft (not illustrated here) of an internal combustion engine and can be displaced axially corresponding to the position of an accelerator pedal (also not shown).

The shaft 116 is sealed at its entry into the housing 102 by means of a seal 117; ring seals 117 and 118 are provided on both sides of the connections of the pipes 106 to 109 between the hollow body 114 and the housing 102. The housing 102 has an outlet 119, which leads to a reservoir for hydraulic fluid.

The function of the described arrangement is as follows:

It is assumed that in the position represented, the front edge of the control slot 115 of the anticlockwise rotating hollow body 114, viewed from above according to Fig. 6, moves exactly over the inlet of one of the pipes 106 to 109 when the associated inlet valve closes. The period of opening of the control valve 104, which is very short due to the narrow width of the control slot 115, is ineffective, since pressure has already been exhausted by the rocker arm 20 according to Fig. 1 or the volume between tappet 94 and stem 90 according to Fig. 5. The inlet valve has executed the full opening controlled by the camshaft.

If the hollow body 114 is moved downward according to Fig. 6, then the control slot 115 covers the respective pipe 106 to 109 at an increasingly earlier point in time, so that the control valve causes a release of pressure to occur increasingly earlier and the inlet valve opens for a shorter and shorter period of time. Thus, by means of the axial displacement of the hollow body 114 it is possible to control the opening of the inlet valve. A spark ignition internal combustion engine can be operated without a throttle valve.

The check valve 113 ensures that the system pressure in the hydraulic volume connected to pipe 111, which for example supports the tappet 26 according to Fig. 4 forming the thrust support element of the rocker arm 20 according to Fig. 1 can steadily build up, so that the arrangement is kept free of play and with the control valve 102 closed, due to the incompressibility of the hydraulic fluid an inflexible bearing support is provided. The check valve 110 opens at a higher pressure than that for the check valve 113 and is opened by the inlet valve of the internal combustion engine and the high force of the closing spring of the inlet valve.

Fig. 8 shows a further embodiment of a valve-actuating device, in which in addition the speed of the internal combustion engine is taken into account via the oil pressure of the engine.

A control valve 130 in the form of a spool valve has a bore 132 into which a pipe 134 enters, which leads to a chamber bounded by a tappet similar to the tappet 26 according to Fig. 4. A further pipe 136 enters the bore, which via a check valve 138, which blocks the flow of an hydraulic medium from the bore 132, is connected with a source of hydraulic medium, and a further pipe 140, which leads to an hydraulic reservoir for hydraulic medium.

A valve spool (or slider) 144 operates in the bore against the force of a spring 142. In its represented right position the spool blocks the pipe 140 and connects together the pipes 134 and 136. In its left position (not illustrated) the valve slide

144 separates the pipe 136 from the pipe 134 via a valve flange 146 and connects the pipe 134 with the pipe 140.

5 The valve spool 144 has an extension 148, which is forced by the spring 142 into contact with the control component 150, which is formed in one piece with a control shaft 152.

10 The control shaft 152, with shaft stubs 154 and 156 formed on both sides of the control component 150 is supported in a housing and is driven by means of a device (not illustrated), for example via the shaft stub 154, synchronously with the camshaft (not illustrated) of an internal combustion engine. The control shaft 152 can be axially displaced in its mounting against the force of a spring 158. The axial displacement takes place in accordance with the actuation of an accelerator pedal, which is coupled with a piston 160, which operates together  
15 with the shaft stub 156 via an extension 162. It can be seen that the end surface of the shaft stub 156 facing the extension 162 can be designed to rotate with respect to the shaft stub 156.

20 A pipe 166, subjected to the oil pressure of the internal combustion engine, enters a fixed annular chamber 164 formed around the extension 162.

The control component 150 has a raised portion 168, which extends over an axially varying angular range.

25 The function of the described arrangement is as follows:

It is assumed, that the arrangement is in the represented condition, in which the valve spool 44 is in its right side position and the extension 162 is in contact with the shaft stump 156. It is further assumed, that the control shaft 152  
30 according to Fig. 8 rotates in an anticlockwise sense as viewed from above. The camshaft of the internal combustion engine (not shown) is formed in such a way, that the cam lift for the inlet valve extends above the top dead center, i.e.

for a clear overlap between the opening time of the inlet valve and the outlet valve.

In the represented axial position of the control component 150, which  
5 corresponds to the full actuation of the accelerator pedal, i.e. full throttle, the forward right edge according to Fig. 8 comes into contact with the extension 148 approximately at the top dead center of the piston, by which means the control valve 136 opens and the pipe 134 is unpressurized. The rocker arm can then give way, so that the inlet valve closes and remains closed while the cam lift still  
10 passes over the rocker arm. Then, when the rear edge of the raised portion 168 has moved past the extension 148, the valve spool 144 can move to the right again, by which means pressure builds again in the pipe 134 and the rocker arm returns to its normal position.

15 If the accelerator pedal is actuated to a lesser extent, the control component 150 moves downwards according to Fig. 8 so that the pipe 134 becomes depressurized earlier, depending on the position of the piston, and the inlet valve is closed correspondingly earlier. The load control of the internal combustion engine thus takes place as described, merely through control of the  
20 closing time of the inlet valve.

So far the arrangement has been described in the condition in which the extension 162 is in contact with the shaft stump 156. If now the speed of the internal combustion engine increases, for example to the described full gas  
25 position, the effective oil pressure in pipe 166 increases and on overcoming the force of the spring 158 forces the control shaft 152 further upwards according to Fig. 8 so that the opening time of the inlet valve is increased, since the front edge of the raised portion 168 comes into contact with the extension 148 at a later point in time. The overlap of the opening of the inlet valve with that of the  
30 outlet valve is accordingly increased, which is advantageous in terms of a complete gas exchange and a good charge in the full load range at high speed.

It is clear that with the embodiment according to Fig. 8 several control valves 130 can be arranged around the control component 150 at the same angular separation, to each of which a piston-cylinder unit of an internal combustion engine is assigned.